

台わく緩衝装置の特性

Underframe Cushioning Device

石田 登 士 夫*
Toshio Ishida

樋 口 正 雄*
Masao Higuchi

渡 辺 直 幸*
Naoyuki Watanabe

要 旨

今回、日本国有鉄道が海上コンテナ専用貨車4両の試作にあたり、わが国はじめての台わく緩衝装置が採用された。日立製作所では以前より、かかる緩衝装置の開発を進めてきており、今回製作担当したのを機会に、台わく緩衝装置の性能について、車両重量、打当速度などの諸元を変えた場合でも容易に計算できる方法を求めるとともに、実車試験を実施、打当速度7 km/hにおいて車端衝撃加速度1g以下の要求仕様を十分満足できる見通しを得たので報告する。

1. 緒 言

近年鉄道車両による貨物輸送においては、輸送合理化の一環として車両の大形化、高速化が促進されるようになった。これに伴い従来の連結器装置のように、車端部のみにゴム緩衝器、小形油圧緩衝器などを取り付けるだけでは十分な緩衝容量を得ることはできなくなった。

今回、日本国有鉄道で製作された海上コンテナ専用貨車(コキ9100およびコサ900形式)は積載される荷物はもちろんのこと、コンテナ自身の強度を保護するためにも、打当速度7 km/hにおいて車端衝撃力を1g以下にする必要があった。このために緩衝容量の大きくとれるわが国はじめての台わく緩衝装置を装備することになり、その製作および実車試験を日立製作所で実施し、良好な結果を得たのでこれについて述べる。

2. 台わく緩衝装置の方式と性能計算法

2.1 方 式

台わく緩衝装置は上述したように、従来の連結器装置では得られない非常に大きな緩衝容量を得ようとするもので、図1に示す貫通形と図2に示す非貫通形とがある。

貫通形のおもな特長は、編成状態では、中央緩衝器の大きなストロークがその車両の車体の保護のみに働き、前後の車両には車端緩衝器の短いストロークのみ影響するため、こう配区間でのブレーキ

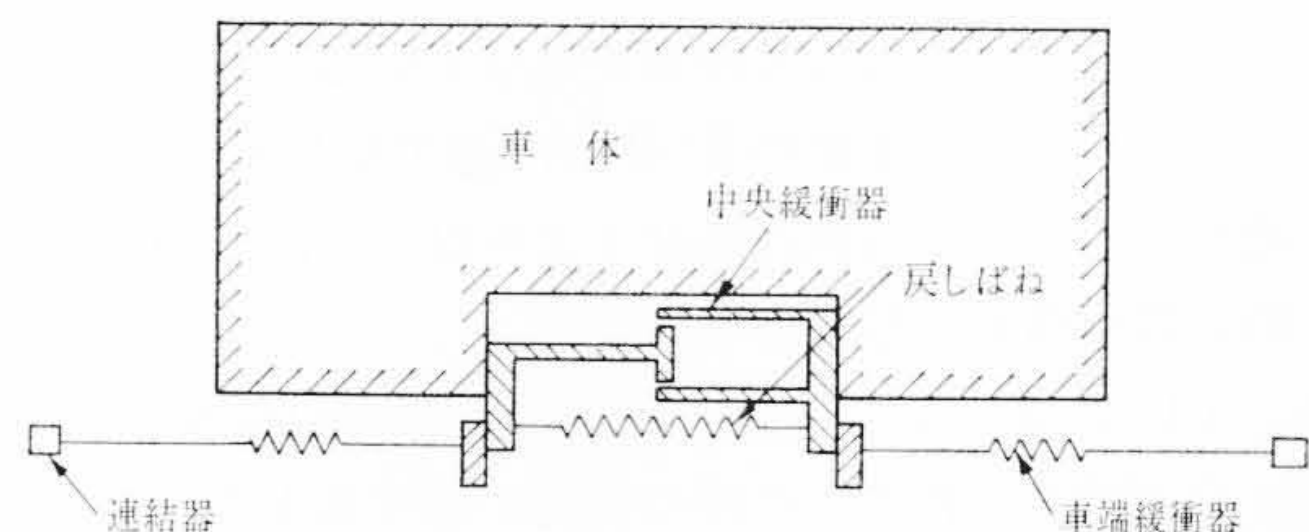
時などに緩衝器の大きなストロークによる弊害が生じない利点がある。反面、編成車両の先頭で突放連結の衝撃を受けたとき、自己の車体は中央緩衝器により保護されるが、車端衝撃力は車端緩衝器で緩衝された分を除いて、直接後位車両に伝わる欠点がある。非貫通形はこの反対のことがいえる。

なお、今回の台わく緩衝装置はコンテナおよび積荷の保護をおもに考え貫通形を採用した。

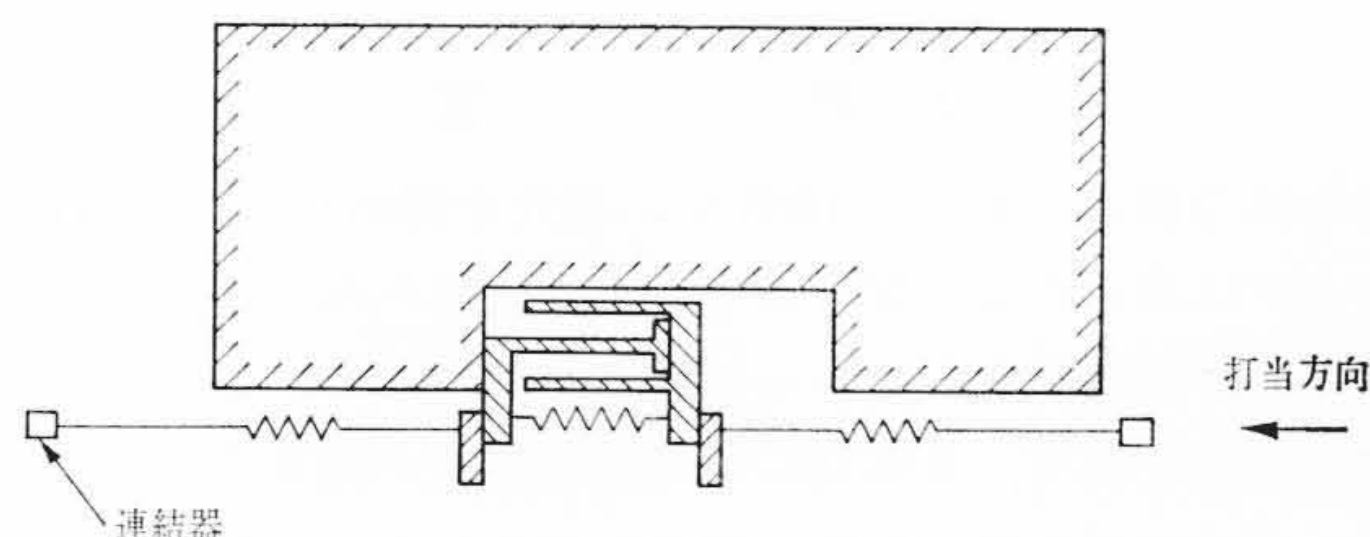
2.2 性 能 計 算 法

2.2.1 運動計算の基礎

今回製作した台わく緩衝装置は実用上最も条件の悪いと考えられる在来車との打当を基本にして設計したので、以下の性能計算についても、これをもとにして述べることにする。

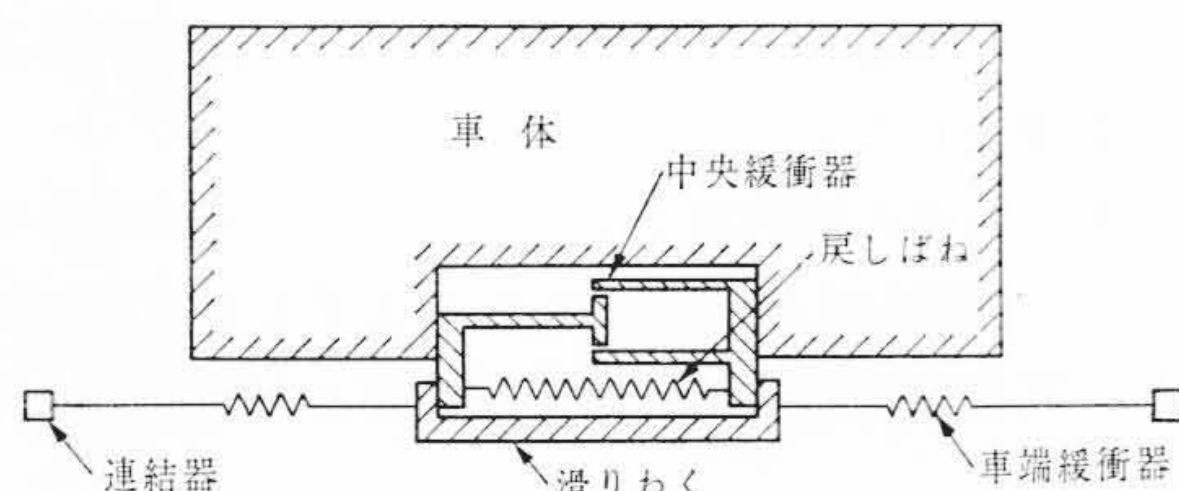


(a) 正常時

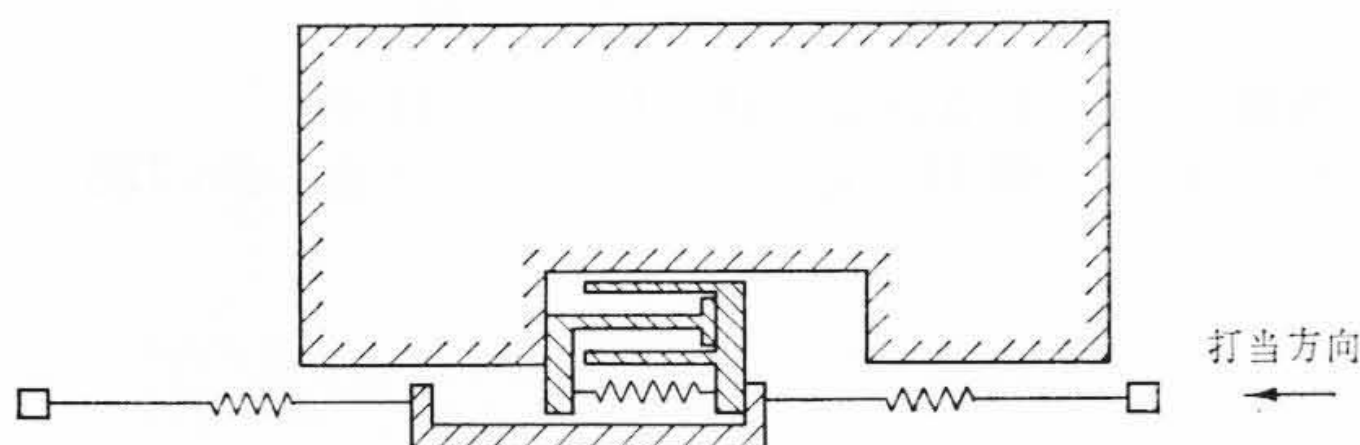


(b) 打当時

図2 非貫通形台わく緩衝装置

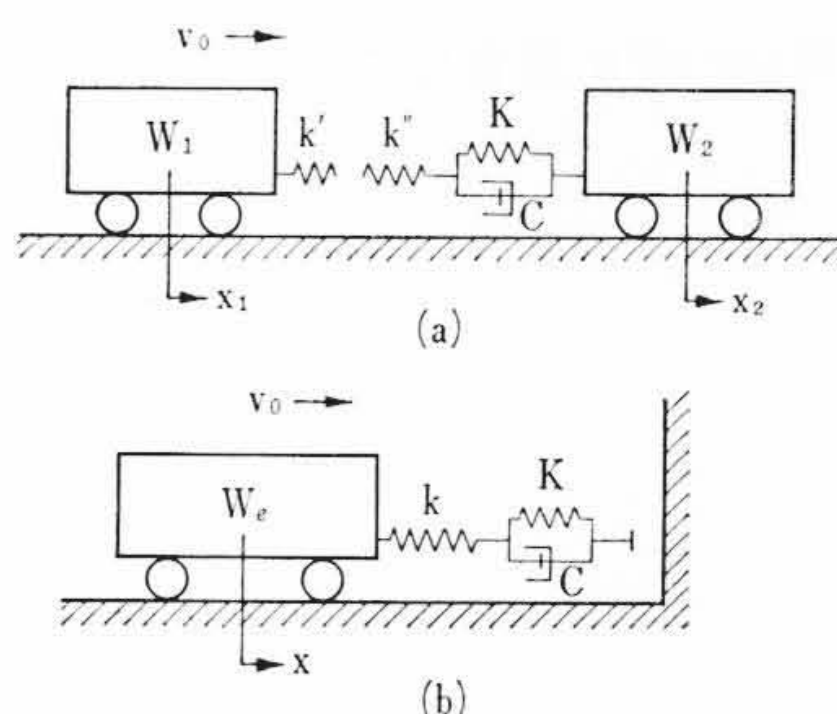


(a) 正常時



(b) 打当時

図1 貫通形台わく緩衝装置



W_1 : 在来車の重量
 W_2 : 台わく緩衝装置車の重量
 k' : W_1 車の車端緩衝器ばね
 k'' : W_2 車の車端緩衝器ばね
 k : k' と k'' が直列に入ったばね
 K : 油圧緩衝器の戻しばね
 C : 油圧緩衝器のダッシュポット
 v_0 : 打当初速度
 x_1 : W_1 車の絶対変位
 x_2 : W_2 車の絶対変位
 x : 車両の相対変位

図3 2両の打当モデルと等価系

* 日立製作所笠戸工場

台わく緩衝装置と在来車が打当の場合の力学的モデルは図3(a)のよう、2車両の打当時の相対運動は図3(b)に示すような剛体壁への車両の打当運動に変換することができ、その運動方程式は次式で表わされる⁽¹⁾。

$$\frac{W_e}{g} \frac{d^2 x}{dt^2} = -F$$

$$\text{ただし } W_e = \frac{W_1 W_2}{W_1 + W_2}$$

$$x = x_1 - x_2 + c$$

ここに、

W_e : 等価重量

F : 車両間に働く力

c : 定数

(1)式は重量 W_e なる1車両が静止点から F なる抵抗力を受けながら剛体壁に近づいて行く場合の運動を示したもので、いま F が図4に示すように変位 x の関数であるとすれば、(1)式より

$$\frac{W_e}{2g} (v_n^2 - v_{n-1}^2) = - \int_{x_{n-1}}^{x_n} F dx \quad \dots (2)$$

ただし v_{n-1}, v_n は x_{n-1}, x_n に対応する速度である。

また運動エネルギー K_n および吸収エネルギー A_n は次に示すようになる。

$$\left. \begin{aligned} K_n &= \frac{1}{2} \frac{W_e}{g} v_n^2 \\ A_n &= \int_0^{x_n} F dx \\ \Delta A_n &= A_n - A_{n-1} = \int_{x_{n-1}}^{x_n} F dx = \frac{F_{n-1} + F_n}{2} \Delta x \end{aligned} \right\} \dots (3)$$

いま打当の初期運動エネルギーを K_0 とすれば

$$K_n = K_0 - A_n = K_{n-1} - \Delta A_n \quad \dots (4)$$

であるから(3)、(4)式より

$$v_n^2 = v_{n-1}^2 - \frac{2g}{W_e} \Delta A_n \quad \dots (5)$$

となり、これらの式に時間関係の式

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_n &= \frac{2 \Delta x_n}{v_n + v_{n+1}} \\ t_n &= \sum_{i=1}^n \Delta t_i \end{aligned} \right\} \quad \dots (6)$$

を合わせ用いれば(1)式の解は近似的に求められ、2車両間の相対運動が計算できる。

ところで、緩衝装置は等価重量 W_e なる車両が剛体壁に打ち当たった瞬間から静止するまでに与えられた初期運動エネルギー K_0 を完全に吸収するように設計しなければならないから

$$K_0 = \frac{W_e}{2g} v_0^2 = \int_0^{x_{\max}} F dx \quad \dots (7)$$

初期運動エネルギー K_0 は2車両の重量および打当速度できまり、また変位の最大値 $x_{\max}$ が車両の構造上からきめられた場合、

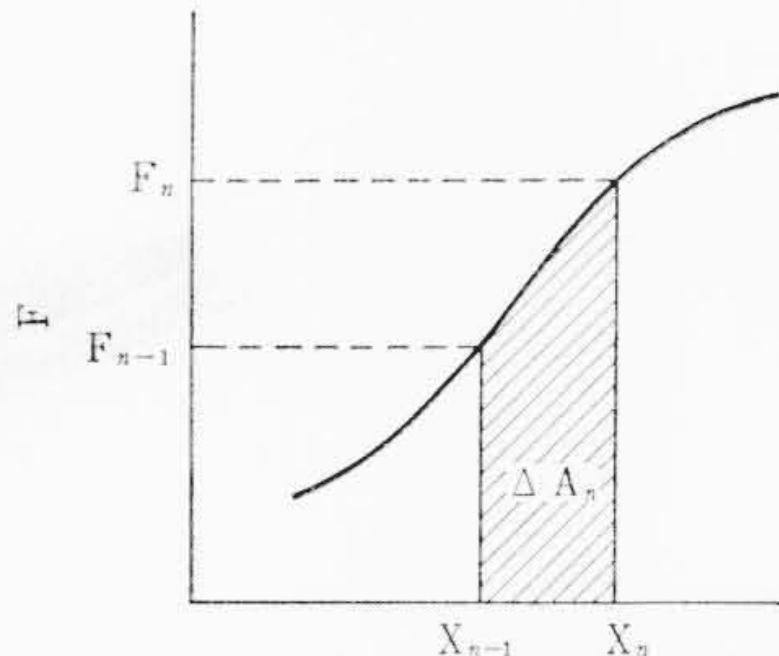
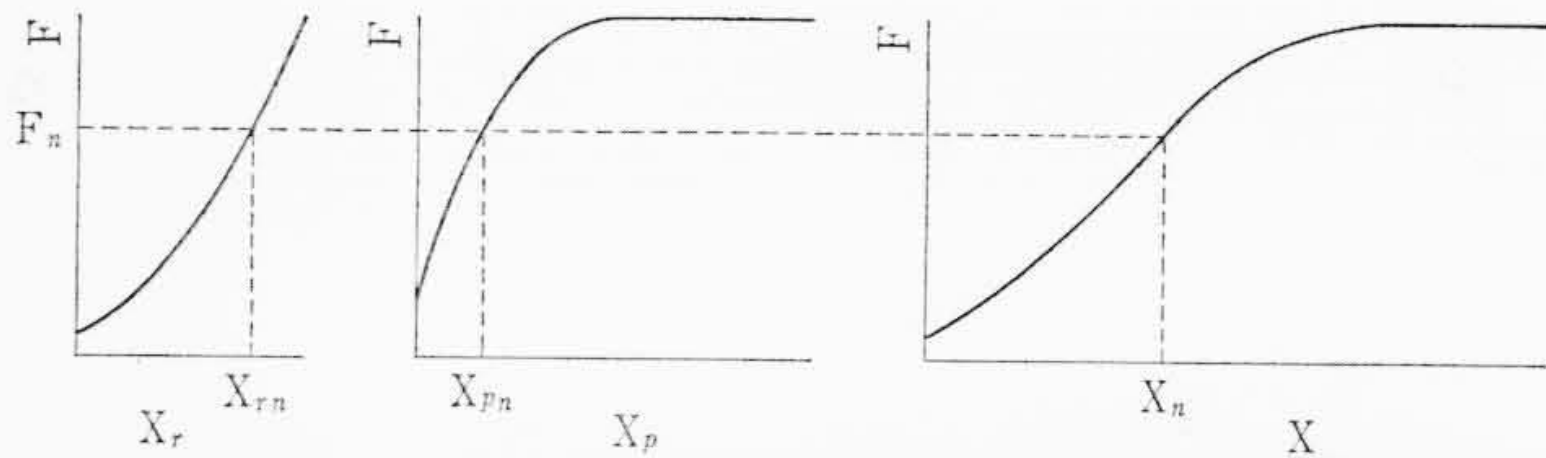
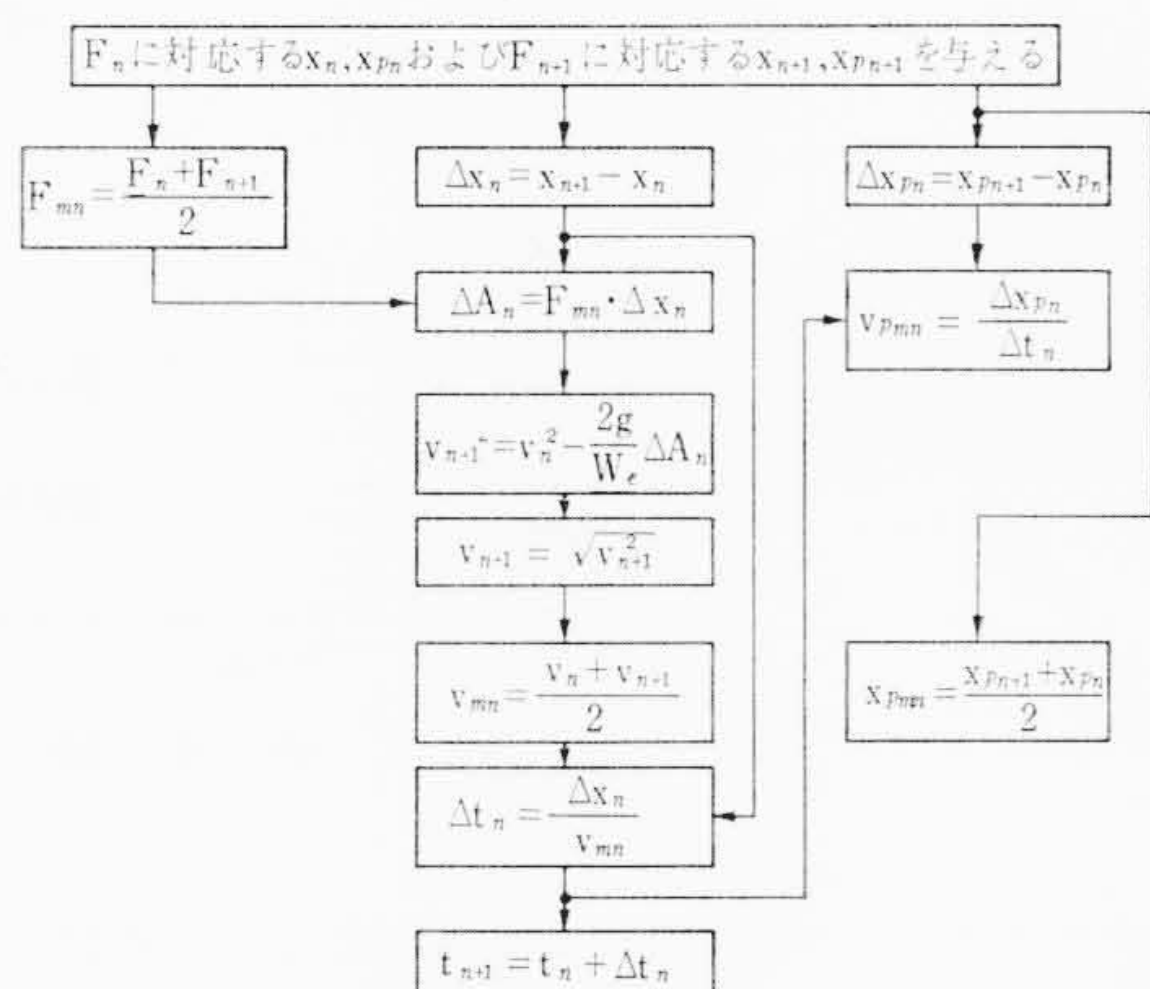


図4 $x \sim F$ 曲線

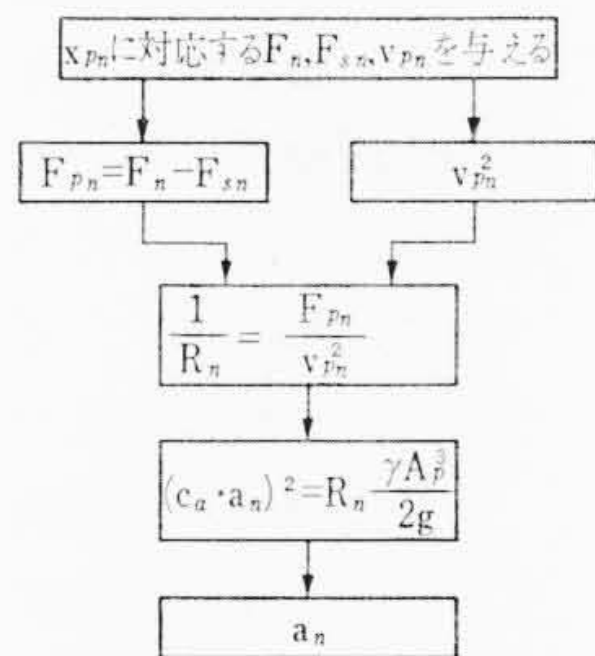


(a) 車端緩衝器の特性 (b) 油圧緩衝器の特性 (c) 台わく緩衝装置総合特性

図5 衝撃力～変位曲線の合成



(a) $v_p \sim x_p$ 関係を求めるフローチャート



(b) $x_p \sim a$ 関係を求めるフローチャート

図6 オリフィス断面計算フローチャート

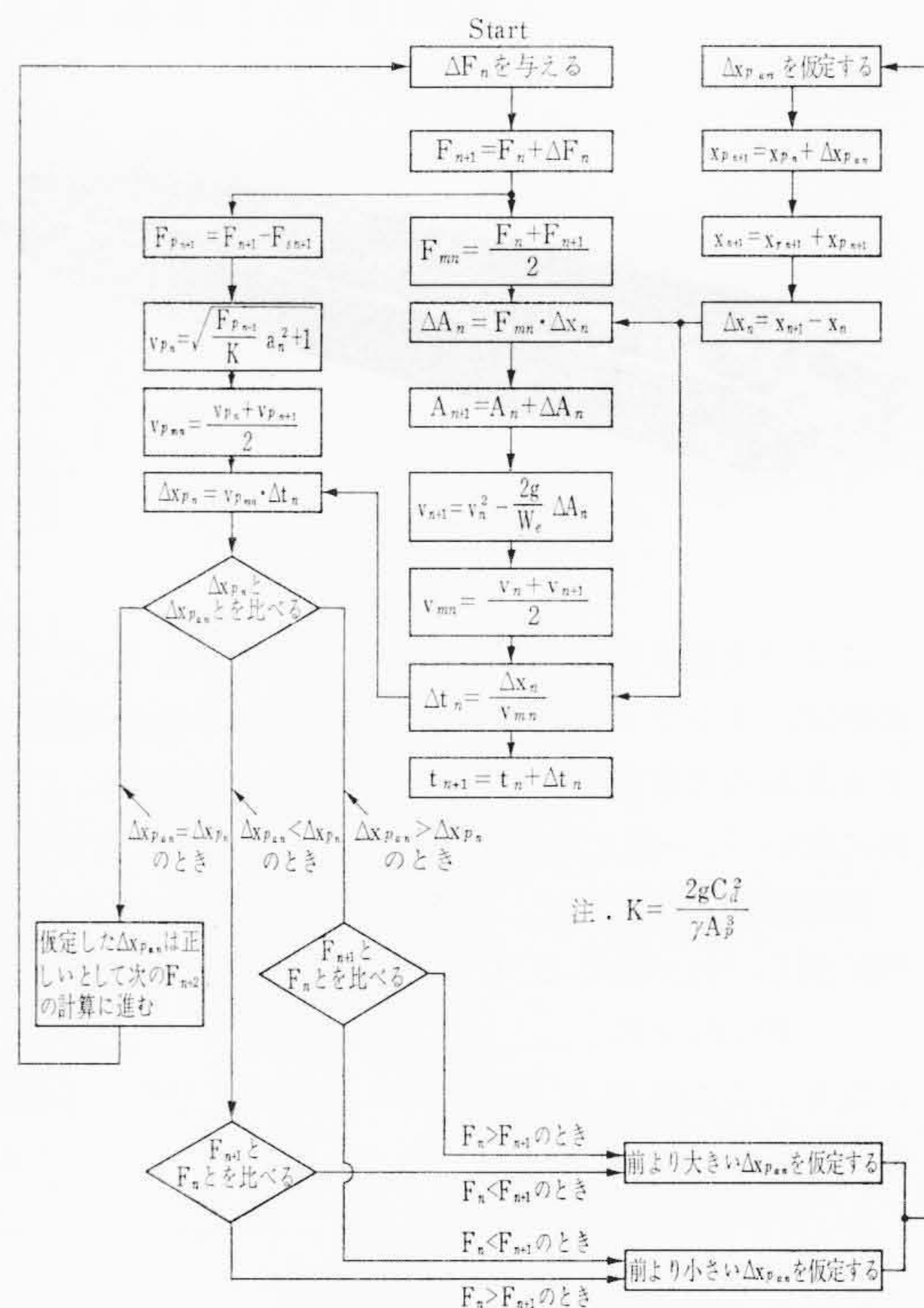


図7 任意の打当条件に対する性能計算フローチャート

油圧緩衝器の理想的な最小の F は $F \sim x$ 曲線が長方形の場合で、 $F = K_0/x_{\max}$ となるが、実際には種々の条件から $F \geq K_0/x_{\max}$ となる。

2.2.2 台わく緩衝装置の性能

台わく緩衝装置の性能は図5に示すようにゴム緩衝器と油圧緩衝器の特性を合成したもので表わされるから、これらの特性を知っておく必要がある。

車端部に取り付けられているゴム緩衝器の特性は、次の実験式で近似できる。

$$x_r = \frac{F}{\alpha F + \beta} - x_{r0} \quad \dots (8)$$

ここに、 α, β : ゴム緩衝器により定まる定数

x_{r0} : ゴム緩衝器の初圧縮変位

x_r : ゴム緩衝器の変位

油圧緩衝器の特性は、次の式により求められる⁽²⁾。

$$F_p = \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{A_p^3}{C_d^2 a^2} v_p^2 \quad \dots (9)$$

ここに、 F_p : 油圧抵抗力

γ : 使用油の比重

A_p : ピストン断面積

C_d : 流量係数

a : オリフィス面積

v_p : ピストン速度

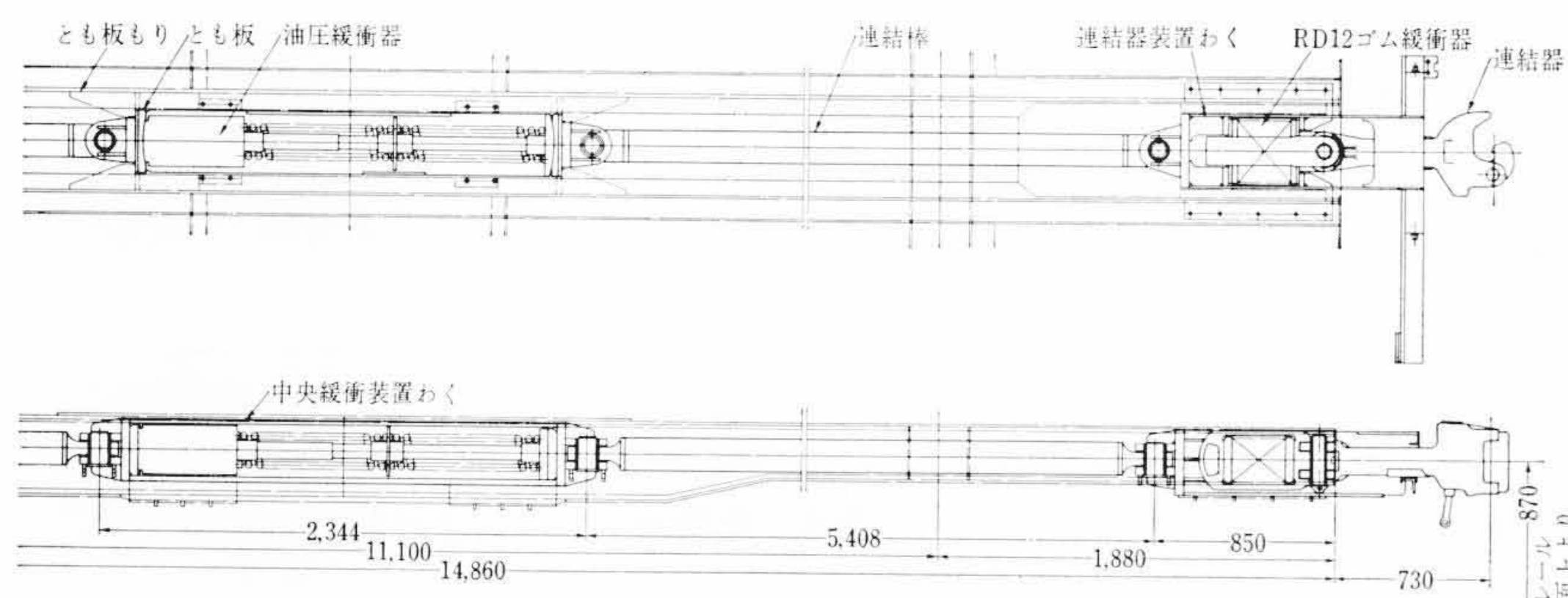


図8 台わく緩衝装置

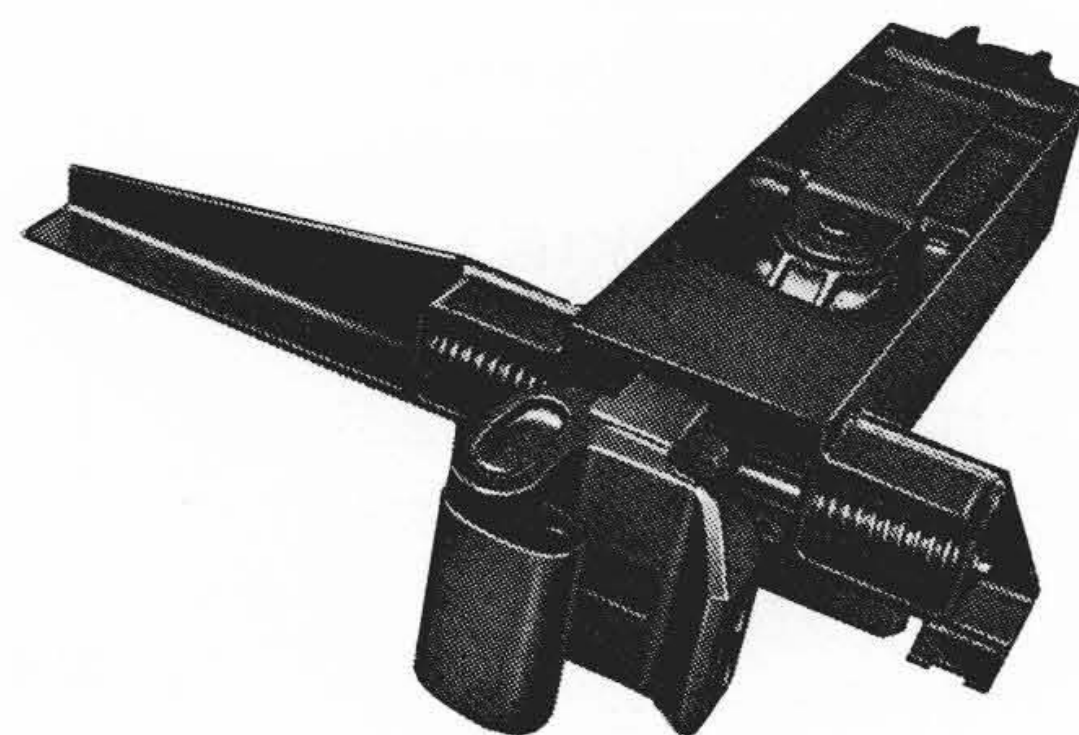


図9 連結器装置

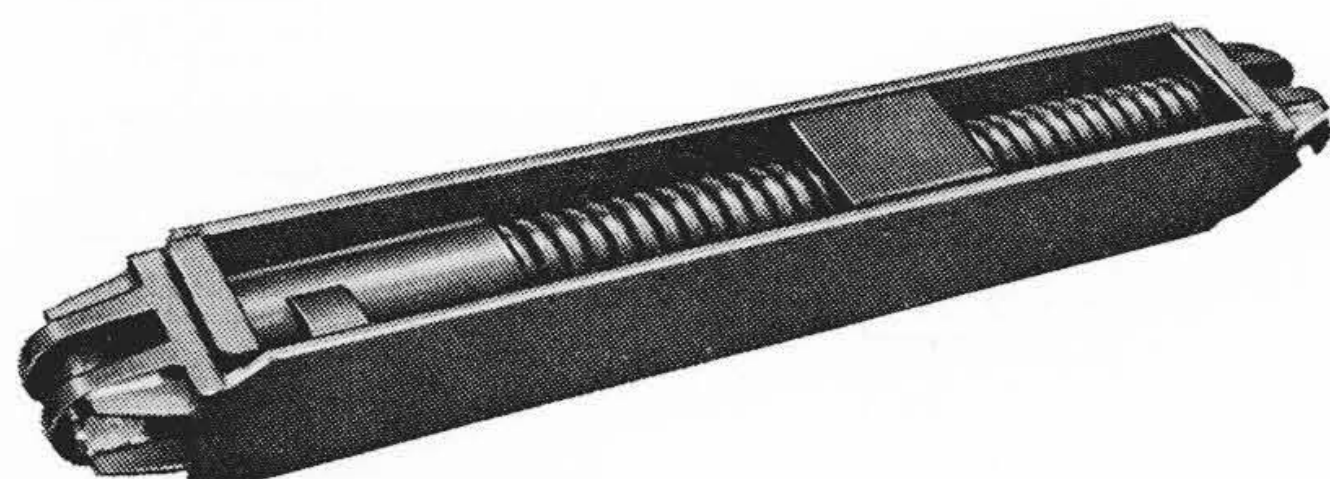


図10 中央緩衝装置

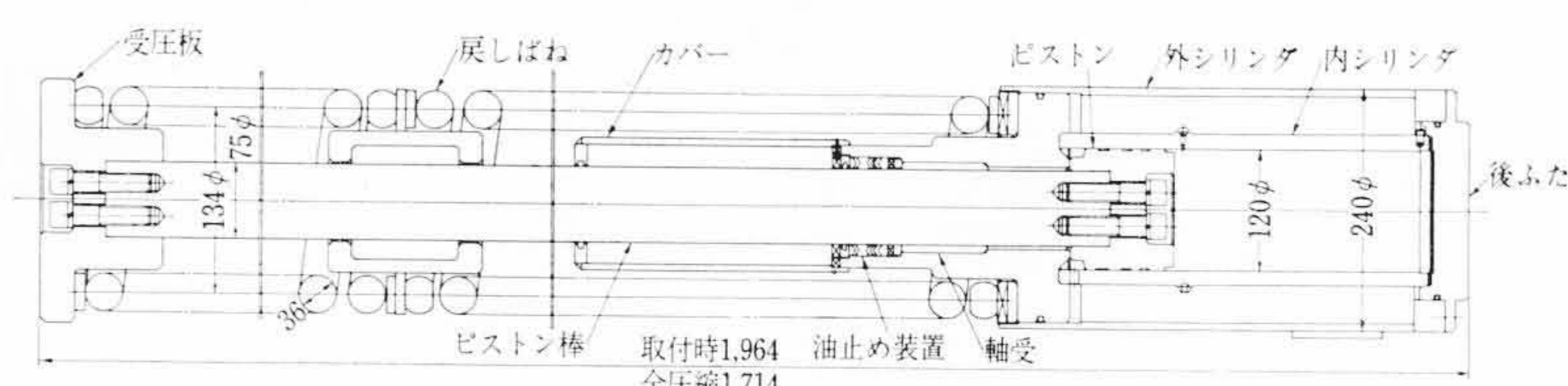


図11 油圧緩衝器

ここで流量係数 C_d には種々の実験式があるが⁽³⁾、オリフィスの形状、オリフィス内外の圧力差、流体の動的粘度、密度が関係するきわめて複雑な関数であり、実用上は実験により確認する以外にないが、一般に油圧緩衝器では $C_d=0.6$ 以上をとっている⁽⁴⁾。

油圧緩衝器全体では、図3に示したようにダッシュポットに並列に戻しばねがあるので、油圧緩衝器の全体抵抗力 F は

$$F = F_p + F_s \quad \dots\dots\dots (10)$$

となる。ここに F_s は戻しばねによる抵抗力で、ばね定数を k 、ピストン変位を x_p とすれば

$$F_s = kx_p + F_{s_0} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに、 F_{s_0} ：戻しばねの初圧

2.2.3 台わく緩衝装置の性能計算法

緩衝装置を設計する場合には、車両の打当条件によってきまる吸収エネルギーと等しくなるように図5(c)に示すような特性曲線を作成する必要があるが、この場合ゴム緩衝器の特性は既知であるため、油圧緩衝器の特性を仮定して求め、この仮定曲線になるような特性の得られるものを設計しなければならない。

油圧緩衝器の特性は(9)式においてピストン速度、オリフィス面積以外はピストン変位には無関係な定数としてよいから仮定特性にするためには、オリフィス面積 a を x_p に対して適当に定めてやればよい。この計算方法は図6に示すように行なわれる。

以上の方法により定められた打当条件に適合する台わく緩衝装置の性能は計算できるが、実際には定められた打当条件以外の場合も起こり得るので、定められた $a \sim x_p$ 曲線に対し、相手側車両重量、打当速度などの諸元が変わった場合の性能を計算しておく必要がある。この計算方法は図7に示すように行なわれる⁽⁵⁾。

3. コキ9100、コサ900用台わく緩衝装置

3.1 構造

コキ9100、コサ900用台わく緩衝装置は図8に示すように貫通式とした。構造は大別すると、連結器装置、中央緩衝装置およびこれらを連結する連結棒に分けられる。

連結器装置は図9に示すとおりで、RD12ゴム緩衝器付きのピン付縦わく下作用連結器で、従来の連結器装置をわくの中に一体として納めるような構造である。この構造では車端圧縮および引張において、連結器装置全体が前後に移動することになり、車端衝撃力は

車端部で受けることなく、中ばり中央のとも板もりで受けるようになる。中央緩衝装置は図10に示すとおりで、わくの中にもとも板をはさんで油圧緩衝器を組み込んだもので、中ばり中央に取り付けられており、とも板はとも板もりによって受けられている。

油圧緩衝器は種々の形式が考えられるが、今回は図11に示すように内シリンダに多くのオリフィスを有する多穴式とし、内外二重シリンダ、ピストン、ピストン棒、戻しばね、後ふた、受圧板などからなり、これに軸受および油止め装置を備えている。

なおこの台わく緩衝装置は車両への取り付け取りはずしを容易にするため、連結器装置と中央緩衝装置とを連結棒で連結させた簡単な構造とした(実用新案申請中)。

台わく緩衝装置の緩衝作用は次のように行なわれる。まず連結器に衝撃力が働くと連結器はゴム緩衝器を圧縮させながら、同時に連結棒を移動させ、中ばり中央のとも板もりで受けられている油圧緩衝器を圧縮させる。すなわち台わく緩衝装置は車端衝撃力をゴム緩衝器と油圧緩衝器との両方で吸収する構造としてあり、また車端衝撃力の車体側の受けは中ばり中央のとも板もりで受けられていない構造であるので、反対側の連結器のほうへ油圧緩衝器のストローク分だけ移動することになり、それによって反対側の連結器も、その分だけ移動することになる。

油圧緩衝器の作用は、連結器が車端衝撃などにより圧縮または引張りを受けると、受圧板は戻しばねを圧縮しながらピストン棒に直結しているピストンを動かし、内シリンダの間にしゅう動運動を起こす。このとき内シリンダ内の油は多数のオリフィスより外シリンダのほうへ流れ、油圧抵抗を発生し、その力はピストンの移動速度に応じた減衰力を発生するようになっている。また連結器に圧縮または引張力がなくなると、受圧板は戻しばねのばね力により元の位置に戻るようになっている。

3.2 性能計算

前述したように、コキ9100、コサ900では、打当速度7km/hにおいて車端衝撃加速度が1g以下になるよう要求されているが、実際には7km/h以上の打当が起こる場合もあるので、設計は、打当速度10km/hで1g以下になることを目標にして進められた。

また油圧緩衝器にはコキ9100、コサ900とも同じものを使用し、内シリンダのオリフィスの穴数のみをかえるようにしたので、油圧緩衝器のストロークはコキ9100、コサ900ともに同じストロークに

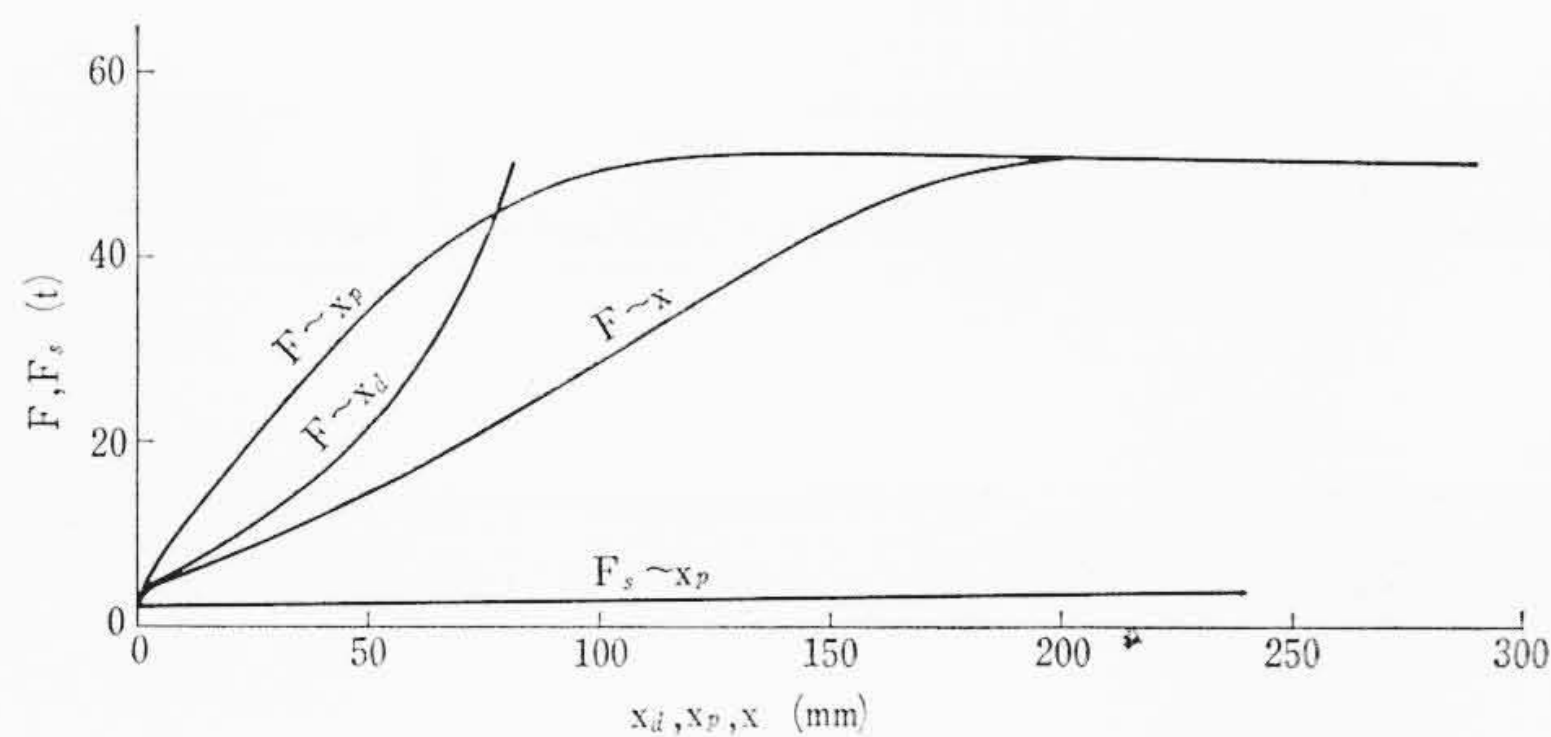
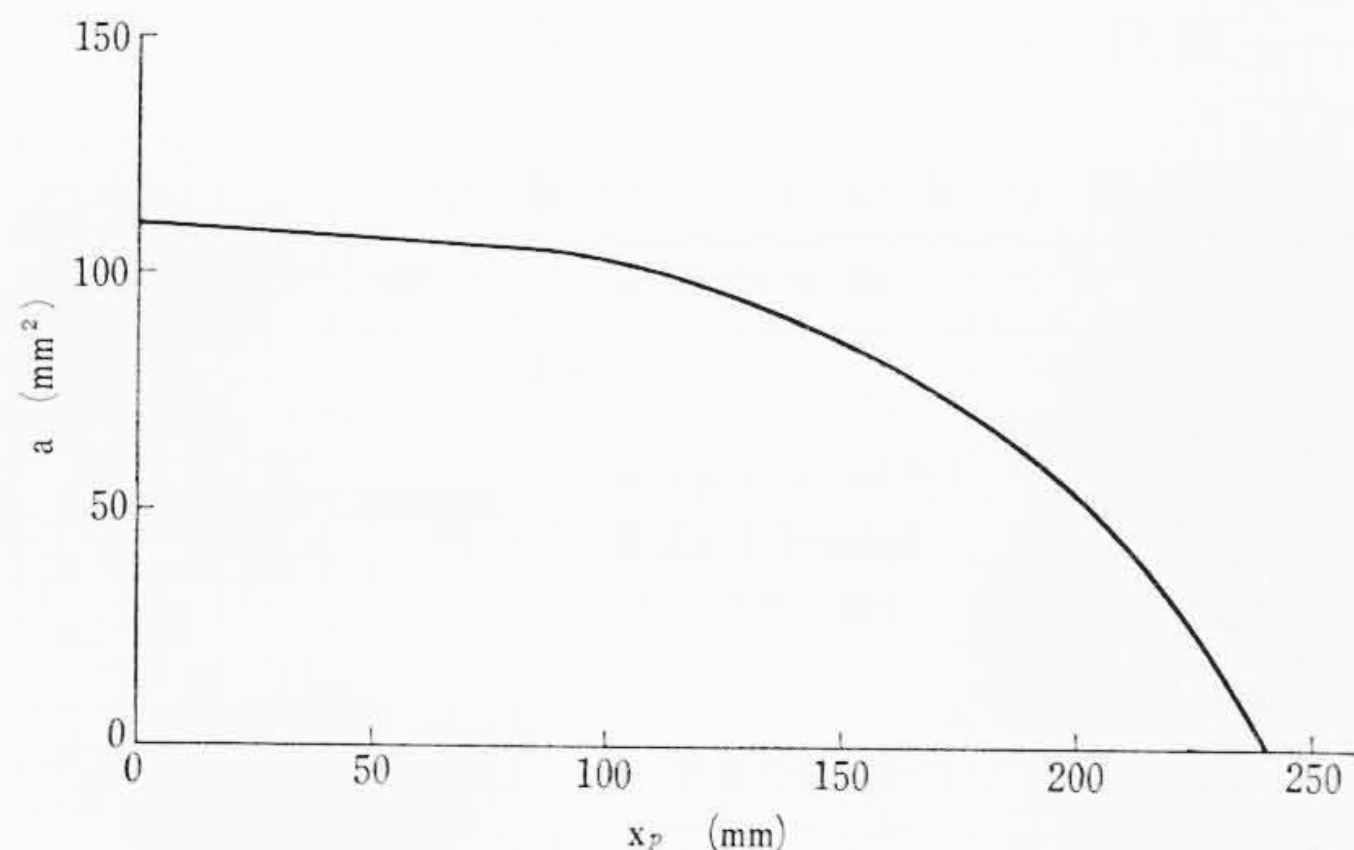
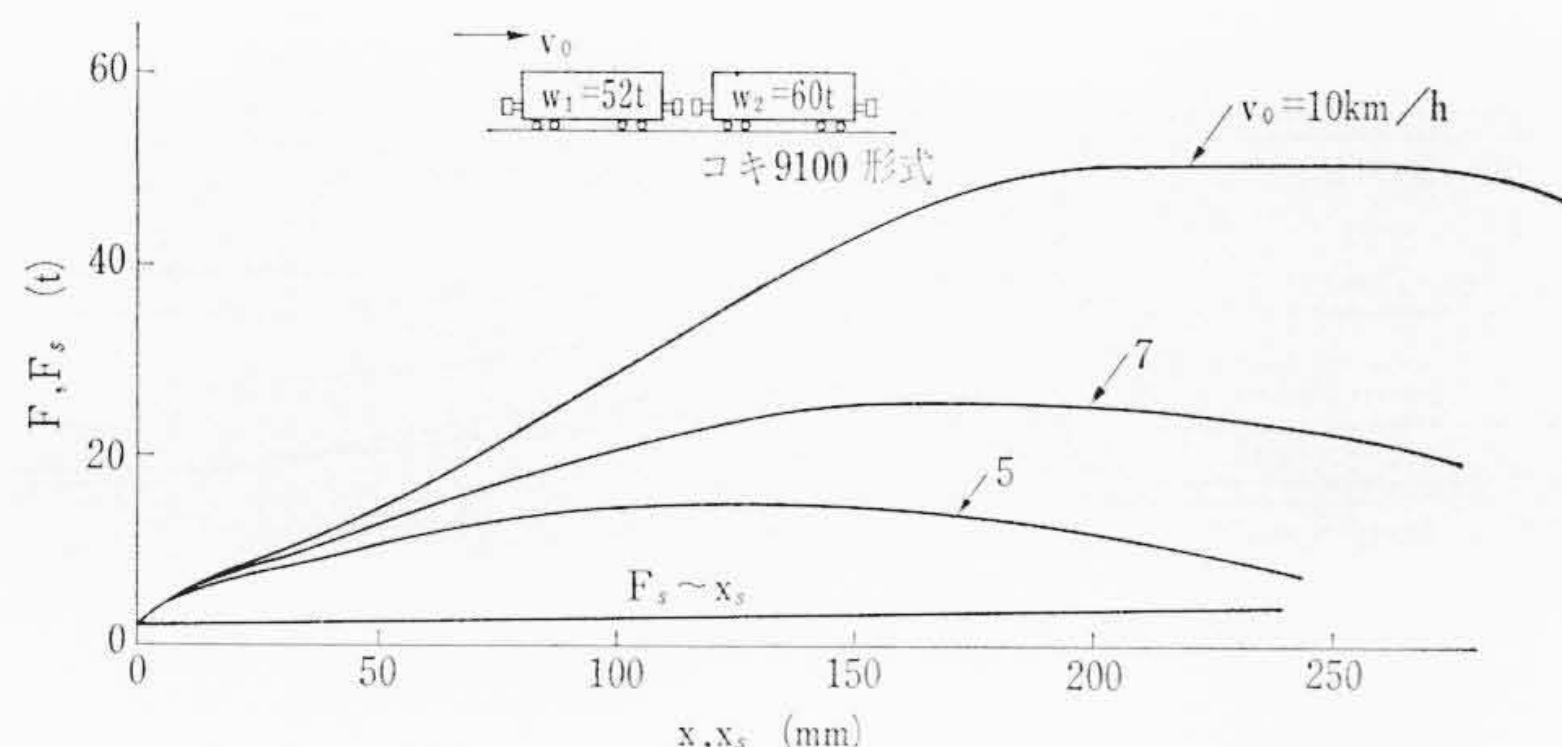
図 12 $F \sim x_p$ 曲 線図 13 $a \sim x_p$ 曲 線

図 14 コキ 9100 台わく緩衝装置性能

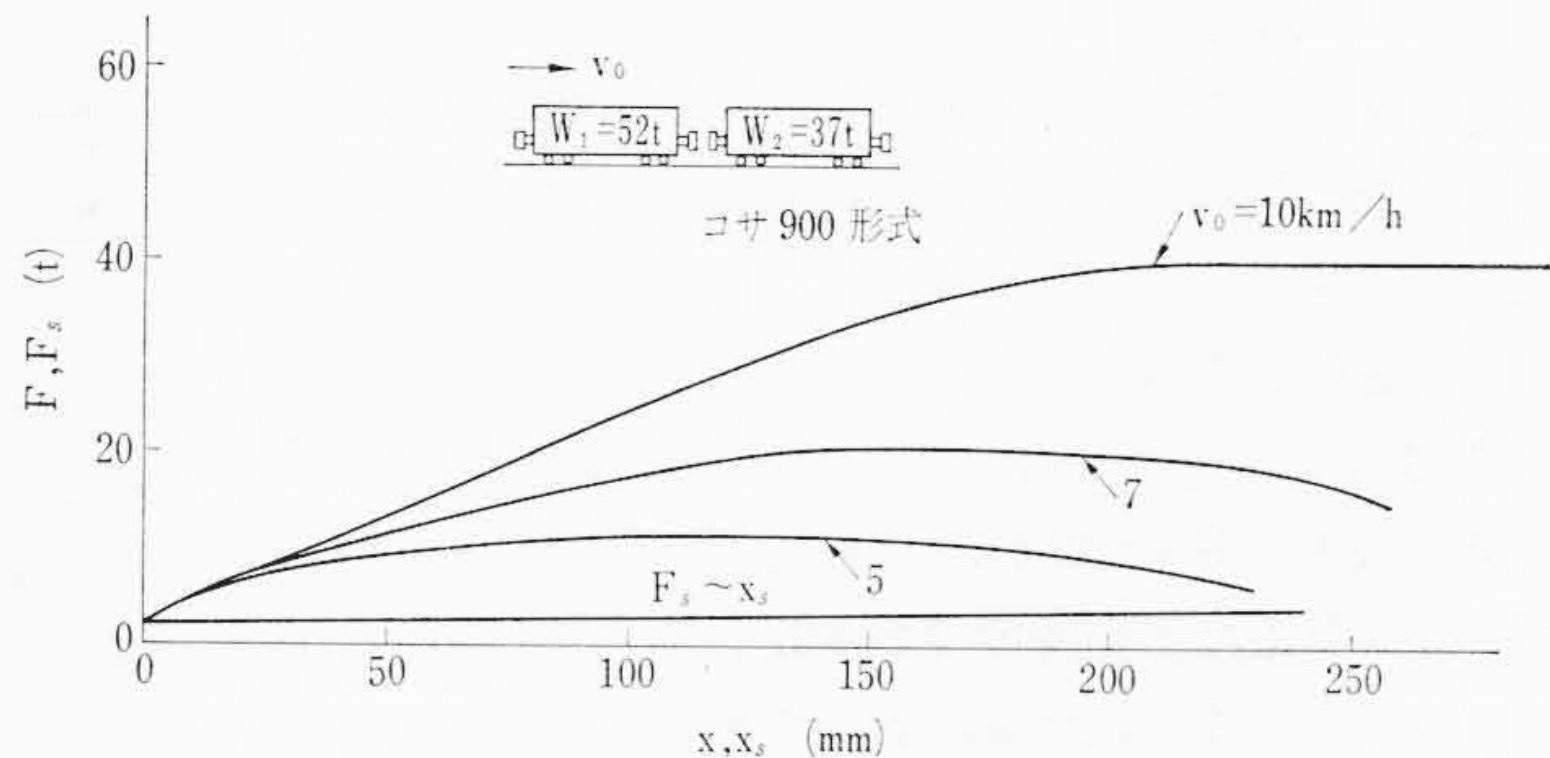


図 15 コサ 900 台わく緩衝装置性能

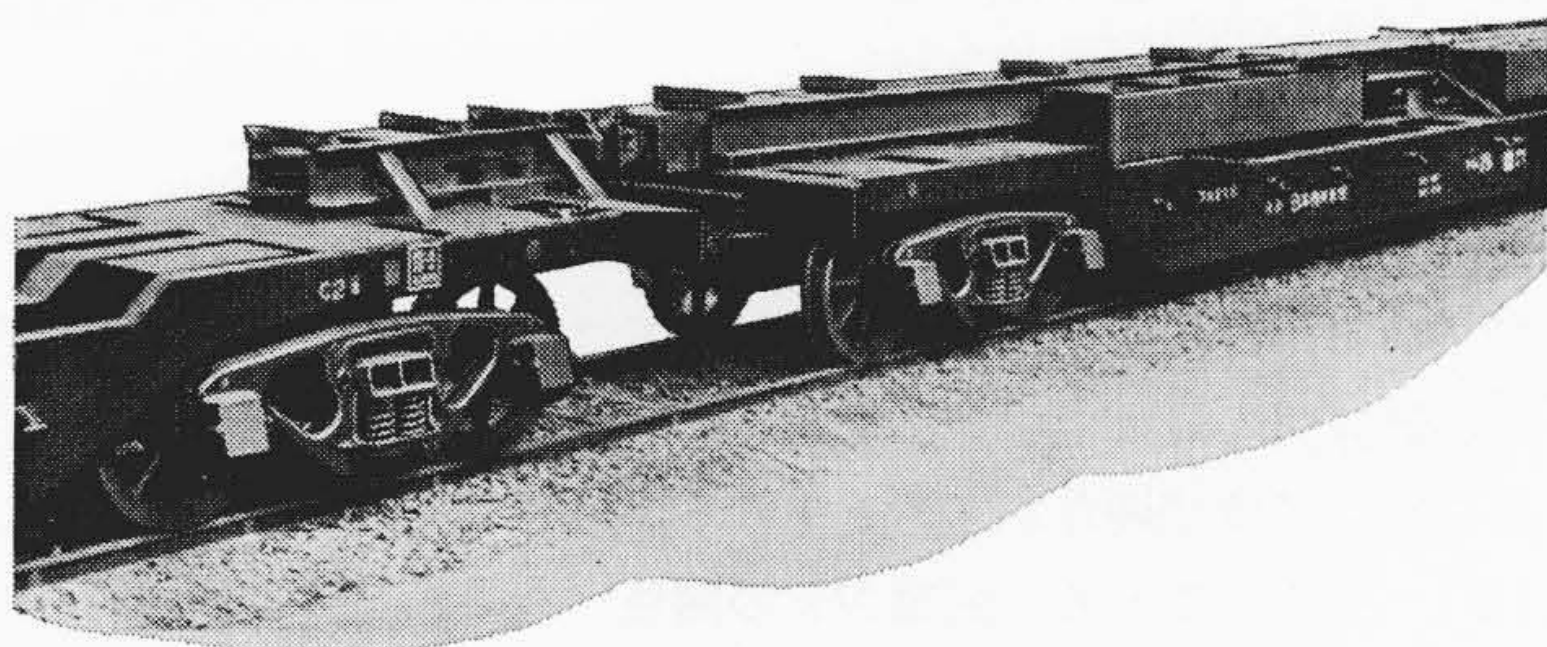
打 当 車 (シム 18) — 左
被 打 当 車 (シム 19) — 右

図 16 実 車 試 験 装 置

図 12 には RD12 ゴム緩衝器 2 個を直列にしたゴム緩衝器の性能 $F \sim x_r$, 戻しばね性能 $F_s \sim x_p$ および総合性能 $F \sim x$ が合わせ記入してある。

図 12 から F に対する x_r , x_p の値を読みとって図 6 に示す順序に従って $a \sim x_p$ の関係を計算すると図 13 に示すようになる。

(3) 打当速度を変えた場合の特性

図 13 に示す $a \sim x_p$ 曲線を使用し、上述の条件で、打当速度のみを変えた場合の $F \sim x$ 曲線を図 7 に示す順序により計算した。その結果を図 14 に示す。

また同様な計算方法により、コサ 900 (重量 37 t と 52 t の打当) の場合の $F \sim x$ 曲線を図 15 に示す。

4. 実 車 試 験

4.1 実車試験方法

コキ 9100, コサ 900 用台わく緩衝装置の実車試験としては、図 16 に示すように、打当車には大物車(シム 18)を、連結器装置には RD12 ゴム緩衝器を使用している。被打当車には同じ大物車(シム 19)を使用し、台わく緩衝装置を取り付けている。車両重量は打当車、被打当車ともに大物車の最大積載時の 32 t になるよう鋼塊を積載した。したがって台わく緩衝装置の油圧緩衝器は被打当車重量に近いコサ 900 の油圧緩衝器を使用した。なお実際にはコサ 900 の現車を使用したいのであるが、試験時においてはまだ完成されていなかったもので上述のように大物車を使用した。

測定装置の取付け位置は図 17 に示すとおりである。表 1 に示す各項目につき測定したが、測定内容について下記する。

打当面より 200 mm 離れた位置にメタローチを固定し、打当車側に鋼板を一定の間隔に 2 枚取り付け、この 2 枚の鋼板が通過する時間をオシロにより測定し、それから打当速度を算出した。

変位計は油圧緩衝器に取り付けられないので、連結棒に取り付けて油圧緩衝器の変位を測定することにした。

連結器胴にストレインゲージをはり付けている検定済の連結器を使用し、打当時に発生するひずみから車端衝撃力を求めた。

前後加速度は被打当車側の心皿上付近の床面上にて測定された。油圧緩衝器力はロードセルにて測定された。

なる。なおストロークは車両の構造上 250 mm 以下を目標にした。以下は計算結果の一例であるが、計算は手数を要するので電子計算機 HITAC 3010 を使用した。

(1) 計算のための条件

車 両 重 量: 打当車 $W_1 = 52$ t

被打当車 (コキ 9100) $W_2 = 60$ t

打 当 速 度: $v_0 = 10$ km/h

許容最大衝撃力: $F_{\max} = 60$ t

油圧緩衝器の最大ストローク: $x_{p\max} = 240$ mm

緩 衝 器: 打当車—RD12 ゴム緩衝器

被打当車—RD12 ゴム緩衝器 + 油圧緩衝器

油圧緩衝器戻しばね: 初 圧 2 t

終 圧 4 t

作動油の比重: $\gamma = 890$ kg/m³

ピストン断面積: $A_p = 0.0113$ m² (内径 120 mm)

流 量 係 数: $C_d = 0.7$ (モデル油圧緩衝器の試験結果による)

(2) オリフィス面積の決定

上述の条件に従って図 12 に示す $F \sim x_p$ 曲線を作成した。この曲線は必要吸収エネルギーを得るため、 $a \sim x_p$ 曲線が適正になるよう 2~3 回の修正を試みた結果の曲線である。

4.2 実車試験結果

上述した試験方法により打当速度 4～15 km/h の試験を行なった。各項目についての結果を下記する。なお図 18 は測定の一例を示したものである。

(1) 油圧緩衝器の性能

図 19 に示すとおりで、実測値は 3.2 で述べた数値に $W_1=32\text{ t}$ 、 $W_2=32\text{ t}$ のみ変更した計算値と比較して、最大荷重は打当速度 7 km/h 付近で約 20% 小さく出ている。これは計算において車体、積荷による吸収エネルギーおよび台わく緩衝装置の摩擦部分による吸収エネルギーを 0 としているためであると考えられる。

また油圧緩衝器に至るまでの質量の影響で油圧緩衝器が 20～30 mm 変位したとき比較的大きな衝撃力がでているが、打当速度 7 km/h 付近では絶対値そのものが計算値の最大衝撃力に比較して小さくなるので実用に際しては問題ないと考えられる。

(2) 打当速度と最大衝撃力との関係

図 20 は、各打当速度に対する油圧緩衝器力および車端衝撃力の最大荷重を示したものである。油圧緩衝器力が車端衝撃力より若干低めに出ているが、これは車端衝撃力が連結器より車体中心に向かって同一大ききで伝達されず、すべりわくの摩擦部分および車体などに力が分散し、徐々に減少していることを示していると考えられる。

(3) 打当速度と吸引エネルギーとの関係

ゴム緩衝器および油圧緩衝器が吸収したエネルギーを打当速度に対して整理すると図 21 に示すようになり、与えられたエネルギーと比較すると打当速度 10 km/h で、約 20% 低くでている。これは積荷の移動による見かけ重量の減少や、車体などに吸収されたものと考えられる。

なお図 21 からみて明らかなようにゴム緩衝器による吸収エネルギーは油圧緩衝器によるものの約 1/10 で、ゴム緩衝器が緩衝装置として受持つ割合は少ないといえる。

(4) 打当速度と加速度との関係

車端衝撃力により求めた加速度は図 22 に示すとおりで、打当速度 7 km/h において約 0.5 g であった。前述したように、試験に

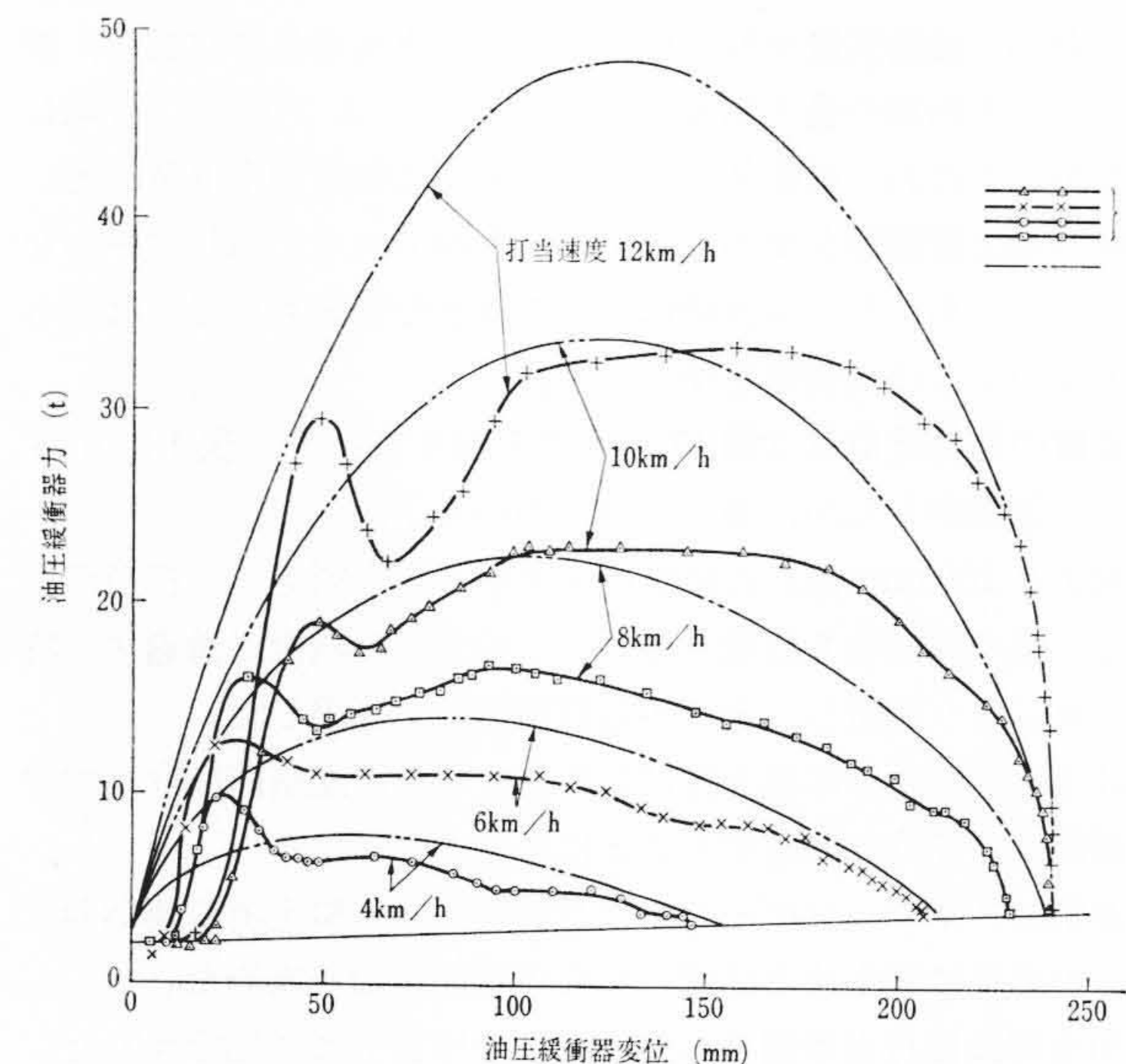


図 19 油圧緩衝器の性能

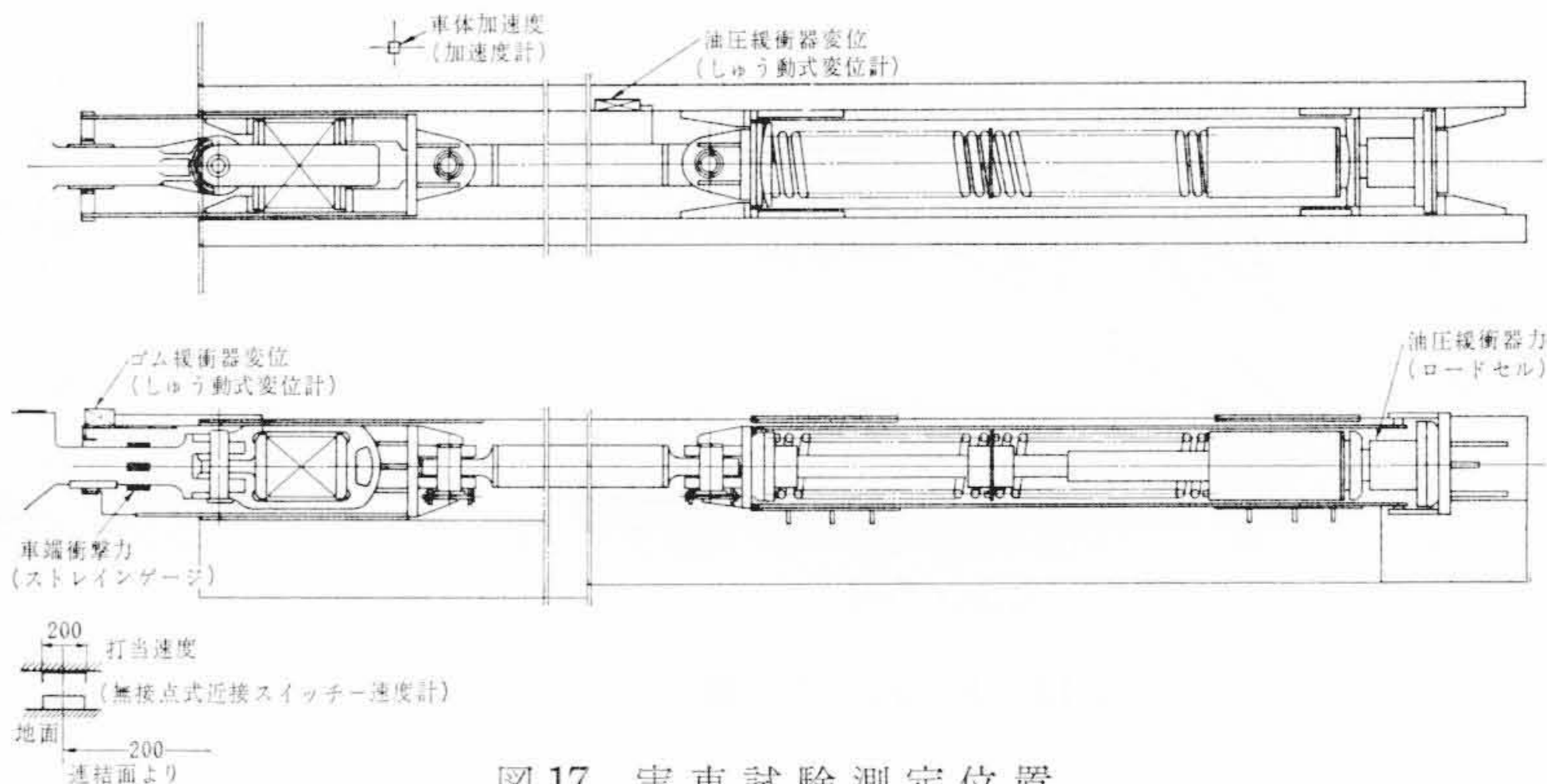


図 17 実車試験測定位置

表 1 測定項目および機器

ビ ッ ク ア ッ プ 部		出力増幅器		記 録 器	
測 定 項 目	測 定 計 器		個数		個数
車両打当速度	日立 KLS-M31 型 メタローチ	DPM-6CT 抵抗線 動的ひずみ測定器 (6 素子共和電業)	1	三栄測器 FR-102 形 ビジュグラフ	1
油圧緩衝器変位	自家製巻線形変位 計 (max. 400 mm)				
ゴム緩衝器変位	自家製巻線形変位 計 (max. 100 mm)				
油圧緩衝器力	共和電業 LC-300 S 102 型ロードセル (max. 300 t)	DS6-MTH 形 動ひずみ測定器 (6 素子新興)	1	横河電機直記式 電磁オンロググラフ EMC-121 形	1
車端衝撃力	検定済連結器				
前後方向加速度	新興 BA 型 20G-120				

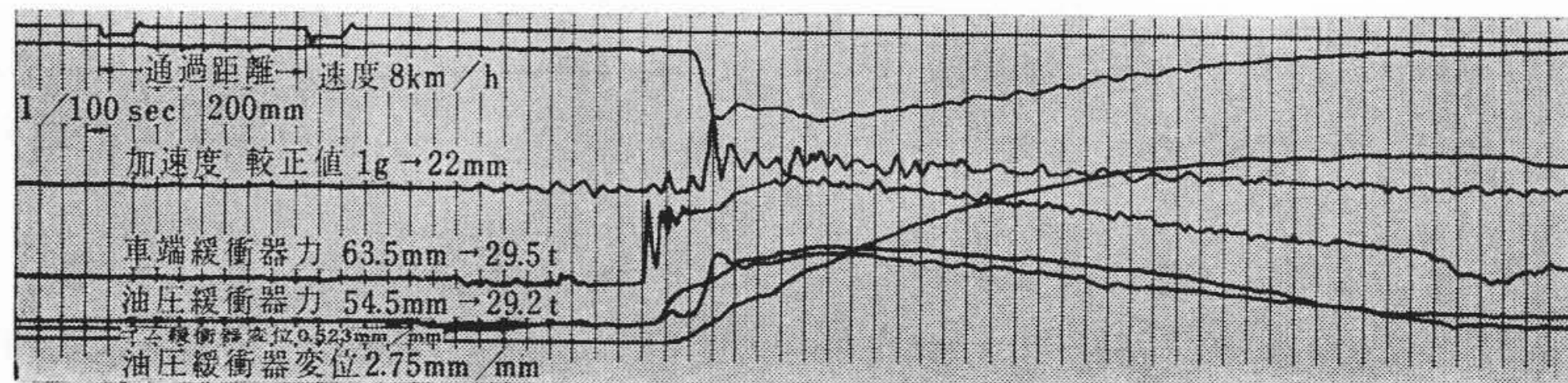


図 18 実車試験測定例

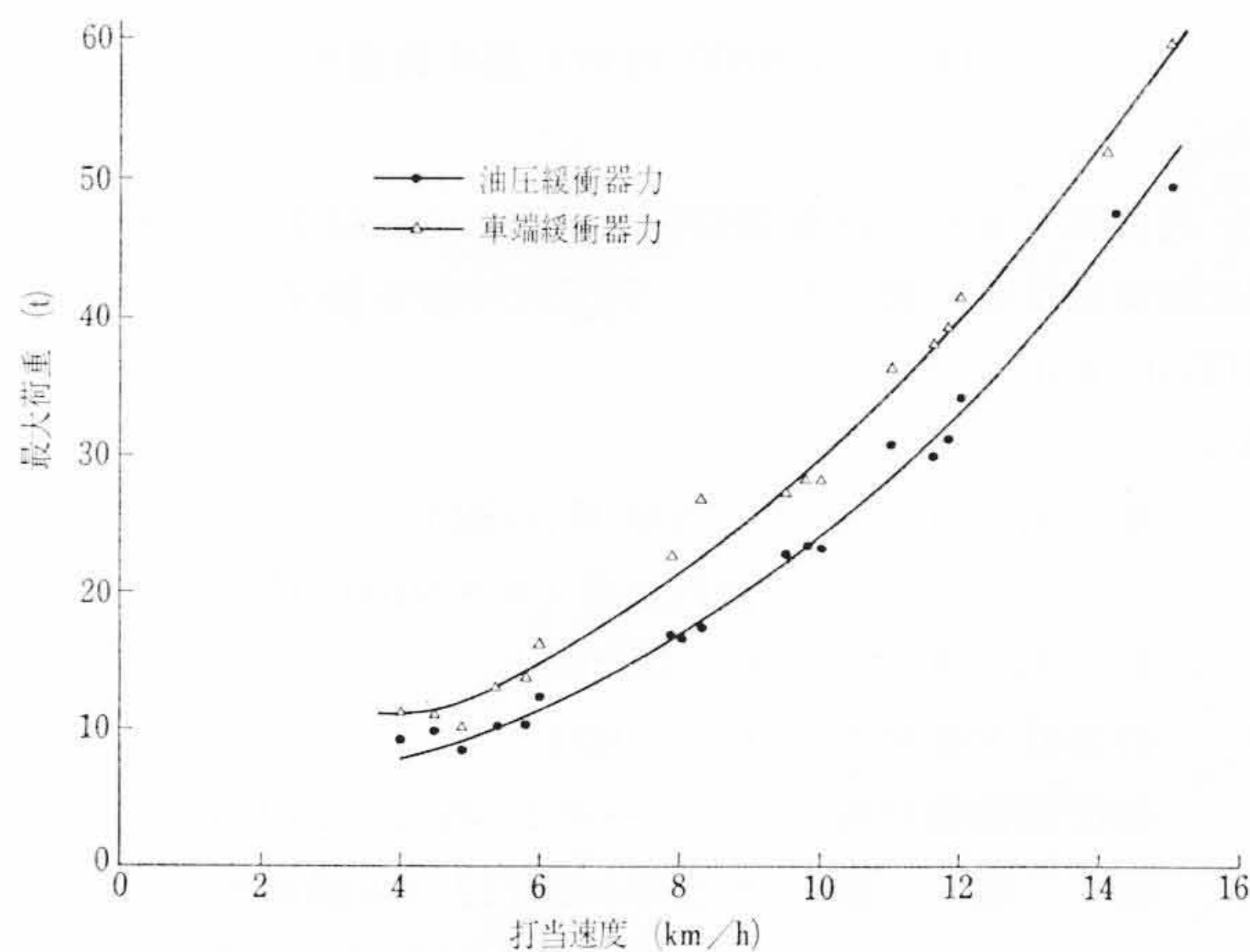


図 20 打当速度～最大衝撃力曲線

用いた油圧緩衝器はコサ 900 (37 t 車と 52 t 車との打当) において最も効率のよい性能になるよう作られていること、また図 15 に示す性能曲線よりみて、コサ 900 の場合、打当速度 7 km/h において最大加速度 1 g 以下の条件は十分満足されていることが考えられる。

5. 結 言

以上、コンテナ専用貨車用台わく緩衝装置について述べたが、要約すれば次のとおりである。

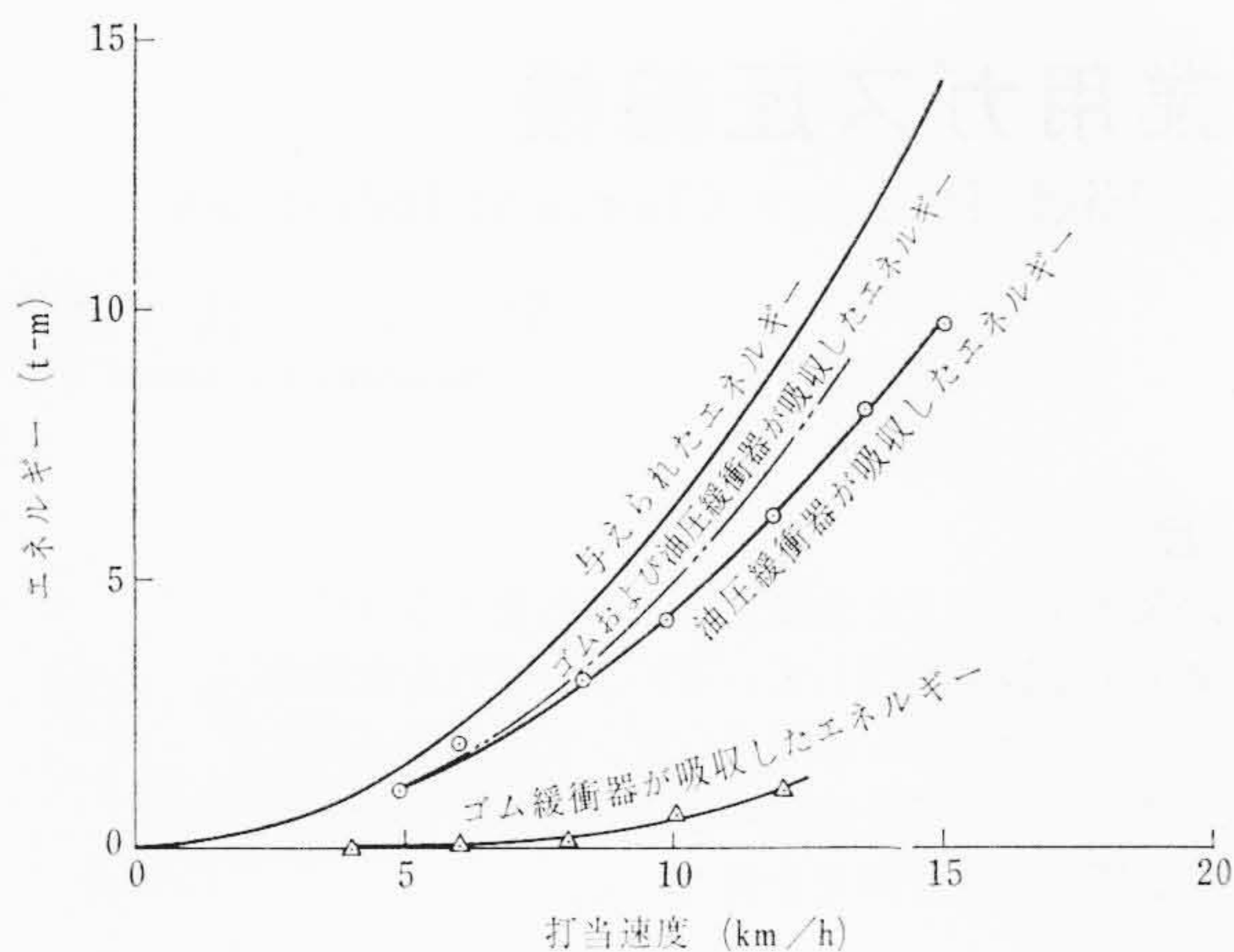


図 21 打当速度～吸収エネルギー曲線

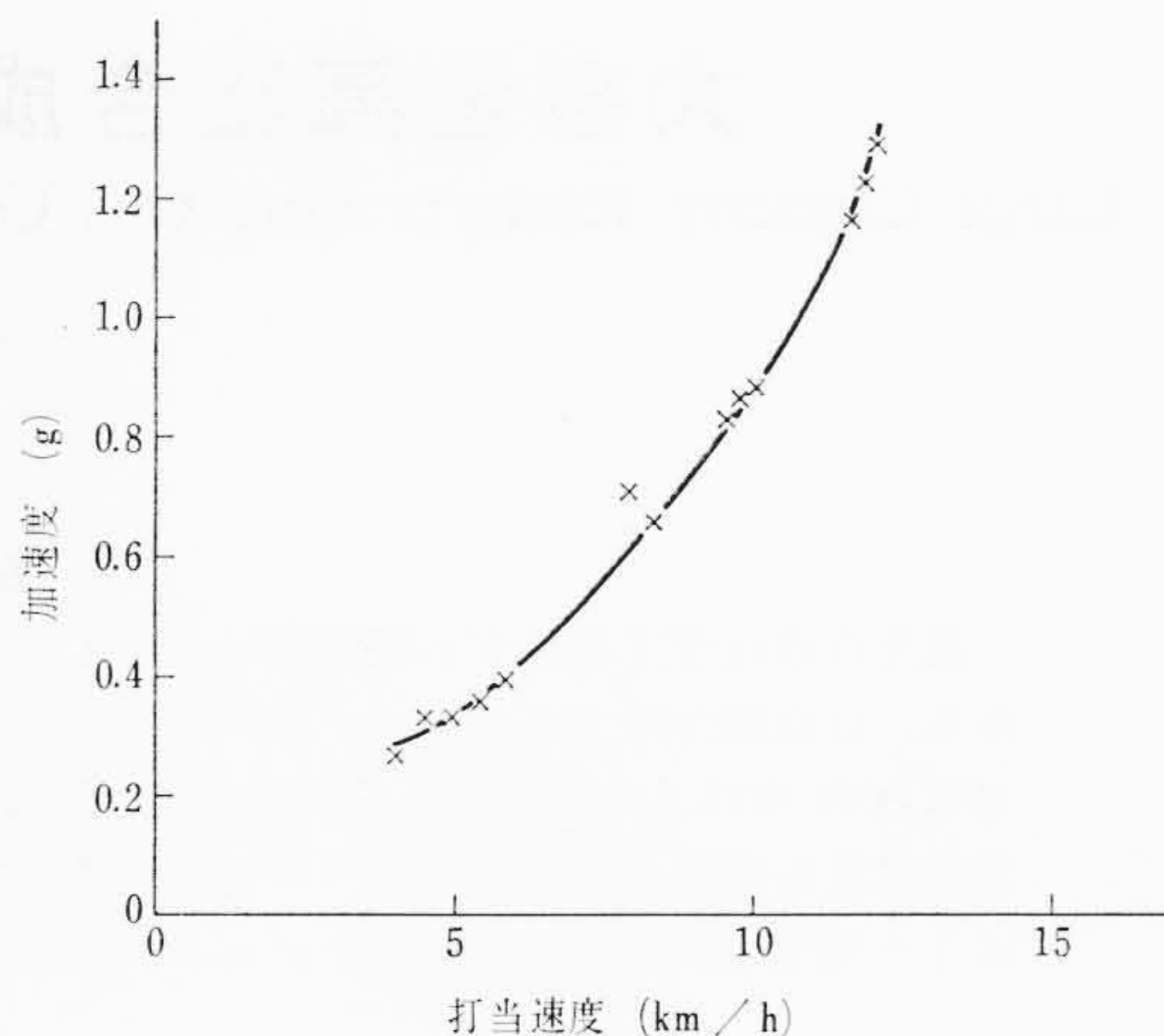


図 22 打当速度～加速度曲線

- (1) 中央緩衝装置として多穴式油圧緩衝器を、また車端部にゴム緩衝器を備えた台わく緩衝装置の性能計算方法を明らかにした。これにより車両の重量、打当速度、ゴム緩衝器の特性などの諸元を変えた場合の緩衝性能が容易に計算できるようになった。
- (2) 台わく緩衝装置の構造としては、車端部に従来の連結器装置をそのままわくの中に入れ、車両中央部に油圧緩衝器を取り付けたもので、その間に連結棒をそう入することによって車両への取り付け取りはずしが容易な構造となった(実用新案申請中)。
- (3) 実車試験結果、コンテナの強度および積荷の保護上、最も問題となる打当連結時の車端衝撃力は、車体、積荷の吸収エネルギーや、積荷の移動による見積重量の低下、台わく

緩衝装置の摩擦による吸収エネルギーなどのため約 20% 計算値より低くなり、実車における車端衝撃加速度は要求仕様の打当速度 7 km/h において 1 g 以下の条件を十分満足できる見通しを得た。

なお本装置の理論性能計算ならびに試験は日本国有鉄道鉄道技術研究所、車両性能研究室長松井哲氏のご指導に負うところが大きい。ここに深甚の謝意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1), (2) 松井ほか：ばね・緩衝器・ブレーキ (1966 誠文堂新光社)
- (3) たとえば内藤：理化学研究所彙報 第 11 輯第 1 号～第 2 号
- (4) 大塚ほか：鉄道車両 (1957 日刊工業新聞社)
- (5) 村田：オレオ緩衝装置 (1943 山海堂)



特 許 の 紹 介



特 許 第 488270 号 (特 公 昭 41-14538 号)

静 間 敏 男・中 野 修 一
富 田 勝 夫・水 口 一

自 動 負 荷 調 整 装 置

火力発電所はボイラ、タービンの特性上、発電所出力をある一定限度以上に大幅に急変させることはできない。したがって、火力発電所出力を自動周波数制御 (AFC) や経済負荷配分装置 (ELD) などの与える信号で制御する場合にその信号が許される変化の限界以上に大きなものである場合でも、その限界以内に変化率と変化量を押えて機器の安全を確保することが必要である。一方火力発電の占める割合が水力発電よりも大きくなってきた最近では、火力発電所が単に基底負荷をまかなうだけでなく、負荷の変動に速応して追従することが強く要求されるようになった。

この発明はこの事情に対処するためになされたもので、発電機出力がいったん変化したのちは発電所出力の急変が一定の割合で回復する幅だけ許され一定時間後に所定の値におちつくようにすることによって目的を達成するものである。図はこの発明により制御される場合の火力発電所出力の変化の様子を示す特性図であり、図の例は横軸に時間、縦軸に出力をとり、時刻 t_1 まで出力 P_1 で運転されていた状態から出力を P_3 に、時刻 t_4 で出力を P_3 から P_5 に増加するように制御される例である。図を参照して明らかなように長時間一定出力 P_1 で運転されていた場合は t_1 から t_2 までの短時間に出力が P_1 から P_2 まで ΔP だけ大きく増加することが許され、 t_2 以降 t_3 までは安全な小さい変化率に押えられ P_3 に達する。 t_3 以降 t_4 まで出力が一定であれば、大きな変化率で制御できる幅は破線に示すように徐々に回復する。したがって t_4 において出力の増大指令がきても図のようにわずかの値に制限され P_4 の出力に達すると小さな変化率に押えられる。

このようにこの発明では火力発電所が長時間一定出力で運転され

ているときは大きな変化率で大幅に出力を増大(減少)させるが、出力変化の直後は一定の回復率で回復している以上は大きな変化率で出力を変化させることを制限するから ΔP を十分大きくとり、火力発電所の蓄積余力を十分に利用して火力発電所の負荷応動特性を改善し、かつ安全な運転とすることのできる利点がある。(福島)

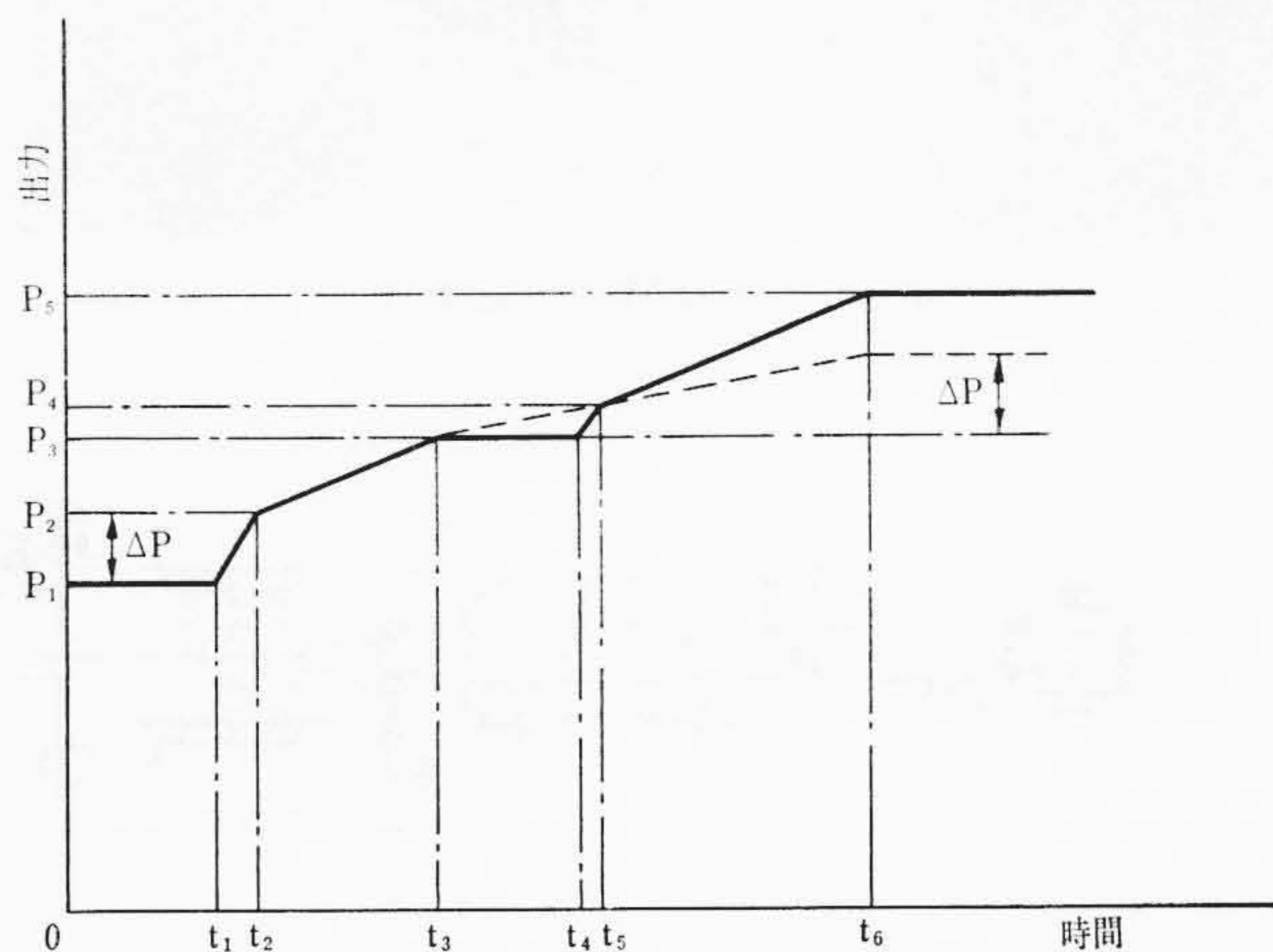


図 1